

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-108860

(43)Date of publication of application : 19.04.1994

(51)Int.Cl.

F02B 29/08
F01L 1/34
F01L 13/00
F02B 31/02

(21)Application number : 04-259778

(71)Applicant : MAZDA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 29.09.1992

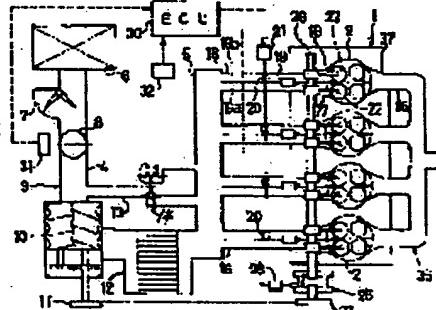
(72)Inventor : GOTO TAKESHI
SUGIMOTO HIROBUMI

(54) ENGINE PROVIDED WITH SUPERCHARGER

(57)Abstract:

PURPOSE: To achieve torque-up by supercharging while inhibiting knocking through rapid closing of an intake valve at a high-load/low-speed region, and to prevent reduction in the filling amount in a driving region in a high-speed side, and excess increase in the supercharging pressure in an engine provided with a supercharger.

CONSTITUTION: A timing variable mechanism 25 is set so that the closing timing of poppet valve type intake valves 22, 23 can be changed to a fixed rapid closing timing before a bottom dead center, and to a timing slower than this, while the intake valve closing timing is defined a rapid closing timing at least at the low-speed side driving in a high-load region, by a control unit 30, and the timing variable mechanism 25 is controlled so that the intake valve closing timing is retarded at the high-speed side driving region.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 08.04.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3551435

[Date of registration] 14.05.2004

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平6-108860

(43) 公開日 平成6年(1994)4月19日

(51) Int. Cl. ⁵	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F02B 29/08	F	7541-3G		
F01L 1/34	C	6965-3G		
13/00	301	V		
		Y		
F02B 31/02	J	7541-3G		

審査請求 未請求 請求項の数5 (全7頁)

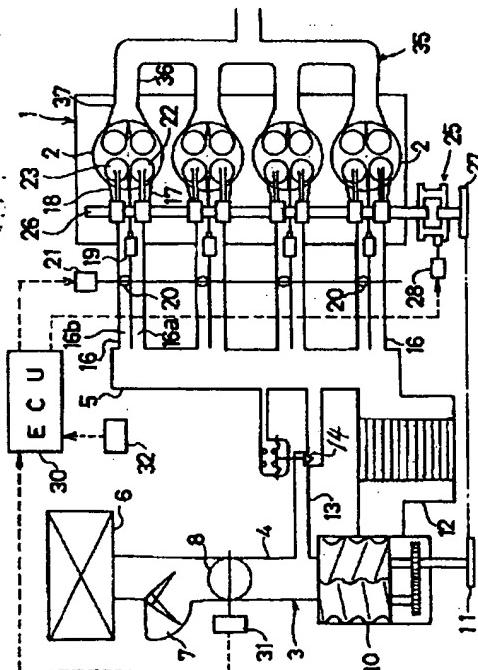
(21) 出願番号	特願平4-259778	(71) 出願人	000003137 マツダ株式会社 広島県安芸郡府中町新地3番1号
(22) 出願日	平成4年(1992)9月29日	(72) 発明者	後藤 剛 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ 株式会社内
		(72) 発明者	杉本 博文 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ 株式会社内
		(74) 代理人	弁理士 小谷 悅司 (外3名)

(54) 【発明の名称】過給機付エンジン

(57) 【要約】

【目的】 過給機付エンジンにおいて、高負荷低速域で吸気弁の早閉じによりノッキングを抑制しつつ過給によりトルクアップを図るようにし、しかも、高速側の運転領域での充填量の低下および過給圧の過大上昇を防止する。

【構成】 ポベット弁タイプの吸気弁22, 23の閉時期を下死点以前の所定早閉じ時期とこれよりも遅い時期とに変更可能とすようにタイミング可変機構25が設定されるとともに、コントロールユニット30により、少なくとも高負荷域において低速側の運転領域では吸気弁閉時期を上記早閉じ時期とし、高速側の運転領域では吸気弁閉時期を遅らせるようにタイミング可変機構25が制御される。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ポベット弁タイプの吸気弁と、この吸気弁の閉時期を変更可能とする閉時期可変手段と、吸気を過給する過給機とを備えたエンジンにおいて、吸気弁閉時期を下死点以前の所定早閉じ時期とこれよりも遅い時期とに変更可能とするように上記閉時期可変手段が設定されているとともに、この閉時期可変手段を制御する制御手段を備え、この制御手段は、少なくとも高負荷域において低速側の運転領域で吸気弁閉時期を上記早閉じ時期とし、高速側の運転領域で低速側と比べて吸気弁閉時期を遅くするように上記閉時期可変手段を制御するものであることを特徴とする過給機付エンジン。

【請求項2】 エンジンの幾何学的圧縮比が8.5以上となっている請求項1記載の過給機付エンジン。

【請求項3】 少なくとも高負荷域における低速域で燃焼室内にスワールを生成させるスワール生成手段を備えている請求項1または2記載の過給機付エンジン。

【請求項4】 スワール生成手段は、スワール生成用の第1吸気ポートと、第2吸気ポートと、少なくとも高負荷域における低速域で第2吸気ポートの吸気流通を遮断する吸気流通コントロール手段とで構成されている請求項3記載の過給機付エンジン。

【請求項5】 吸気ポートの閉時期を変更可能とする閉時期可変手段と、吸気を過給する過給機とを備えたエンジンにおいて、吸気ポートの閉時期を下死点以前の所定早閉じ時期とこれよりも遅い時期とに変更可能とすように上記閉時期可変手段が設定されているとともに、この閉時期可変手段を制御する制御手段を備え、この制御手段は、少なくとも高負荷域において低速側の運転領域で吸気弁閉時期を上記早閉じ時期とし、高速側の運転領域で低速側と比べて吸気弁閉時期を遅くするようになっており、一方、少なくとも高負荷域における低速域で燃焼室内にスワールを生成させるスワール生成手段を備えていることを特徴とする過給機付エンジン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は吸気ポートの閉時期を可変とする手段と過給機とを備えたエンジンに関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来から、機械式または排気ターボ式の過給機によって吸気を過給することにより、吸気の充填量を増大し、エンジンのトルクを高めるようにし過給機付エンジンは一般に知られている。

【0003】また、吸気弁の閉時期を下死点から大きくずらすことにより有効圧縮比を膨張比よりも小さくして圧縮仕事を少なくする手法（所謂ミラーサイクル）がポンピングロス低減等のために従来から知られているが、最近、過給機およびインターフーラを備えたエンジンに

おいてこのような手法を利用し、ノッキングを抑制しつつトルクアップを図るようにしたものが提案されている。例えば、特開昭63-239312号公報に示されたエンジンでは、吸気通路に過給機およびインターフーラが設けられる一方、エンジンの幾何学的圧縮比が8.5以上の高圧縮比とされ、かつ吸気弁閉時期が下死点よりも大きくなれば遅くに設定されている。このエンジンによると、膨張比は稼がれつつ、これと比べて有効圧縮比が小さくされることにより、圧縮上死点温度が引き下げられてノッキングが抑制され、この状態で過給により充填量が高められ、有効トルクアップが図られるものである。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】ところで、上記のエンジンでは、吸気の吹き戻しが生じる程度に吸気弁閉時期を大きく遅らせることで有効圧縮比を小さくして圧縮上死点温度を引き下げるようしているが、このような作用は、吸気弁閉時期を下死点よりかなり早い時期とする早閉じによっても得られる。つまり、上記遅閉じによる場合は下死点より後において吸気の吹き戻しが生じる期間が有効圧縮比を減少させるものとなるが、早閉じの場合には吸気弁が閉じてから下死点までの期間が有効圧縮比を減少させるものとなり、圧縮上死点温度を引き下げる作用が得られる。

【0005】そして、上記遅閉じによる場合は、上記吹き戻しの間に絞り損失が生じてこのときに多少の温度上昇を招く。また低速時等に吸気ポートの一部を遮断してスワールを生成するように吸気系を構成すると上記絞り損失が増大し、これを避けようとするとスワール生成が困難になる等の不都合があり、これに対し、上記早閉じの場合、上記吹き戻しがないために、絞り損失の低減およびスワール生成などに有利となる。

【0006】しかし、吸気弁閉時期を所定の早閉じに保った場合、後に詳述するようにエンジン回転数が高くなるにつれ、実質的な吸気終期がさらに早められることで充填量が低下するとともに、過給圧が過大に上昇する等の不都合が生じる。

【0007】なお、例えば特開昭62-63129号公報に示されるように、吸気弁の上流に設けたロータリバルブにより吸気ポートの閉時期を変更可能とし、低負荷時に吸気ポートの閉時期を早くしたものがあるが、これは低負荷時のポンピングロス低減のためのものであって、高負荷時のノッキング対策となるものではない。

【0008】本発明は上記の事情に鑑み、過給機付エンジンにおいて吸気弁の早閉じによりノッキング抑制等の機能を効果的に発揮させ、しかも、高速側の運転領域での充填量の低下や過給圧の上昇を防止することができる過給機付エンジンを提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため

に、第1の発明は、ボベット弁タイプの吸気弁と、この吸気弁の閉時期を変更可能とする閉時期可変手段と、吸気を過給する過給機とを備えたエンジンにおいて、吸気弁閉時期を下死点以前の所定早閉じ時期とこれよりも遅い時期とに変更可能と/orように上記閉時期可変手段が設定されているとともに、この閉時期可変手段を制御する制御手段を備え、この制御手段は、少なくとも高負荷域において低速側の運転領域で吸気弁閉時期を上記早閉じ時期とし、高速側の運転領域で低速側と比べて吸気弁閉時期を遅くするように上記閉時期可変手段を制御するようになっているものである。

【0010】第2の発明は、第1の発明において、エンジンの幾何学的圧縮比が8.5以上となっているものである。

【0011】第3の発明は、第1または第2の発明において、少なくとも高負荷域における低速域で燃焼室内にスワールを生成させるスワール生成手段を備えているものである。

【0012】第4の発明は、第3の発明において、スワール生成手段が、スワール生成用の第1吸気ポートと、第2吸気ポートと、少なくとも高負荷域における低速域で第2吸気ポートの吸気流通を遮断する吸気流通コントロール手段とで構成されているものである。

【0013】第5の発明は、吸気ポートの閉時期を変更可能とする閉時期可変手段と、吸気を過給する過給機とを備えたエンジンにおいて、吸気ポートの閉時期を下死点以前の所定早閉じ時期とこれよりも遅い時期とに変更可能と/orように上記閉時期可変手段が設定されているとともに、この閉時期可変手段を制御する制御手段を備え、この制御手段は、少なくとも高負荷域において低速側の運転領域で吸気弁閉時期を上記早閉じ時期とし、高速側の運転領域で低速側と比べて吸気弁閉時期を遅くするように上記閉時期可変手段を制御するようになっており、一方、少なくとも高負荷域における低速域で燃焼室内にスワールを生成させるスワール生成手段を備えているものである。

【0014】

【作用】第1の発明のエンジンによると、少なくとも高負荷低速域で、吸気弁の早閉じにより有効圧縮比が下がられ、これによってノッキングを抑制する作用が得られる。この場合に、吸気弁の遅閉じと比べ、吸気の吹き戻し時の絞り損失がなくなる。また、高速側の運転領域では、上記早閉じとした場合に回転数上昇につれて無効角が増大することなどに起因して、充填量の低下および過給圧の過大上昇の傾向が生じることに対し、吸気弁閉時期が遅らされることによりこの傾向が是正される。

【0015】第2の発明によると、幾何学的圧縮比が高圧縮比とされることにより熱効率が高められ、かつ膨張比が稼がれつつ、上記作用が得られる。

【0016】第3の発明、第4の発明によると、スワー

ルによってノッキング抑制作用が高められる。

【0017】第5の発明によると、少なくとも高負荷低速域で、吸気弁が早閉じとされることと、スワールが生成されることにより、ノッキングを抑制する作用が高められ、高速側では吸入期間が長くなることで充填量が確保される。

【0018】

【実施例】本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図1は本発明の一実施例による過給機付エンジンを示す。この図において、1は複数の気筒2を備えたエンジン本体であり、その幾何学的圧縮比は8.5以上の高圧縮比となっている。また、3は上記エンジン本体1に対して吸気を供給する吸気通路3であり、上流側の共通吸気通路4と、下流側の吸気マニホールド5とからなっている。

【0019】上記共通吸気通路4には、エアクリーナ6、吸入空気量を検出するエアフローメータ7、図外のアクセルペダルの踏み込みに応じて作動するスロットル弁8が設けられるとともに、スロットル弁8の下流に過給機10が設けられている。図示の過給機10は機械式過給機であり、エンジン出力軸によりベルト等の伝動機構11を介して駆動されているようになっている。さらに、この過給機10の下流にインタークーラ12が設けられ、また、過給機10をバイパスするバイパス通路13と、低負荷時にこの通路13を開くバイパス制御弁14が設けられている。

【0020】上記吸気マニホールド5は、気筒別の独立吸気通路16を有し、各独立吸気通路16の下流端の吸気ポートが各気筒2の燃焼室に開口している。当実施例では、各独立吸気通路16が仕切壁により第1通路16aと第2通路16bとに分割され、これらの通路の下流端側の、第1および第2の2つの吸気ポート17、18が燃焼室に開口している。吸気ポート近傍の各独立吸気通路16には、燃料を噴射供給するインジェクタ19が配設されている。

【0021】上記第1吸気ポート17は、燃焼室内にスワールを生成し得るように、ボア中心に対してオフセットした方向に開口し、かつ、吸気流通抵抗を軽減するため、あまり屈曲せず略ストレートに形成されている。また、第2吸気ポート18は第1吸気ポート17に対して並列的に、燃焼室に開口している。また、上記第2通路16bには、吸気流通コントロール手段としてのコントロール弁20が設けられている。このコントロール弁20は、アクチュエータ21により作動されて第2通路16bを開閉し、第2吸気ポート18に対して吸気遮断状態と吸気供給状態とに変更可能となっている。そして、上記コントロール弁20が閉じているときは、吸気が第1吸気ポート17のみから燃焼室に供給されることにより燃焼室内にスワールが生成され、また上記コントロール弁20が開いたときには、吸気が両吸気ポート17、

18から燃焼室に供給されて、スワールは消去され、もしくは弱まるようになっている。

【0022】上記両吸気ポート17, 18にはそれぞれ、ボベット弁タイプの吸気弁22, 23が設けられている。この吸気弁22, 23は動弁装置により駆動され、この動弁装置には、吸気弁閉時期を変更可能とする閉時期可変手段が設けられている。当実施例では、吸気弁の開閉タイミングの位相を変更するバルブタイミング可変機構25により閉時期可変手段が構成されている。このバルブタイミング可変機構25の具体的構造は従来から種々知られているところであって、本発明で限定するものではないが、例えば、吸気弁用動弁カムが配設されているカムシャフト26とエンジン出力軸に連動するカムブーリ27との間に、ヘリカルギヤ等を介して両者を連結する位相変更部材28を備え、この部材28が制御信号に応じて作動されることにより、カムブーリ27に対するカムシャフト26の位相を変化させようになっている。

【0023】30は制御手段としてのコントロールユニット(ECU)であり、マイクロコンピュータ等からなっている。このコントロールユニット30には、スロットル弁8の開度を検出するスロットル開度センサ31からの信号、エンジン回転数を検出する回転数センサ32からの信号等が入力されている。そしてコントロールユニット30は、上記スロットル開度センサ31および回転数センサ32等によって検出される運転状態に応じ、後記の制御マップ(図3)に基づいて吸気弁閉時期の制御および吸気流通状態の制御を行なうように、バルブタイミング可変機構25の位相変更部材28および上記コントロール弁20のアクチュエータ21に、制御信号を出力している。

【0024】なお、35は排気マニホールドであって、気筒別の独立排気通路36を有し、その上流端の排気ポート37が燃焼室に開口し、排気弁(図示省略)によって開閉されるようになっている。

【0025】図2は、上記バルブタイミング可変機構25によって変更される吸気弁22, 23のバルブタイミングを示しており、この図に実線で示す第1のタイミングIVT1と破線で示す第2のタイミングIVT2とに吸気弁のバルブタイミングが変更可能となるように、予めバルブタイミング可変機構25による可変範囲が設定されている。上記第1のタイミングIVT1によると、吸気弁閉時期が下死点(BDC)付近以前の所定時期IC1であって、有効圧縮比が膨張比と比べてかなり小さくなる早閉じ状態となり、具体的には後述のように閉時期IC1がBBDC95°程度から略BDCまでの範囲内に設定される。また、上記第2のタイミングIVT2によると、吸気弁閉時期が上記第1のタイミングIVT1による閉時期IC1よりも遅い時期IC2となる。こ

の第2のタイミングIVT2による吸気弁閉時期IC2

は、第1のタイミングIVT1による閉時期IC1よりも遅ければ下死点以前であってもよいし、下死点以後でもよい。

【0026】図3はコントロールユニット30によるバルブタイミングの制御および吸気流通状態制御のための制御マップを示している。この図のよう、バルブタイミング変更用の設定回転数Naを境に低速側の運転領域では早閉じ状態(上記第1のタイミングIVT1)、高速側の運転領域では上記早閉じ状態と比べて閉時期が遅い状態(上記第2のタイミングIVT2)とされる。一方、吸気流通状態の制御としては、吸気流通状態変更用の設定回転数Nbを境に、低速側の運転領域ではコントロール弁20が閉じられ、高速側の運転領域ではコントロール弁20が開かれる。

【0027】なお、上記のような吸気弁のバルブタイミングの制御に加え、排気弁のバルブタイミングも変更可能とし、吸気弁のバルブタイミングの変更に応じて排気弁のバルブタイミングを変更することによりオーバラップを調整するようにしてもよい。

【0028】また、吸気弁閉時期を変更可能とする閉時期可変手段は、図4に示すようなカムセレクト機構40により構成することもできる。このカムセレクト機構40は、カムプロフィールの異なる2種類のカム41, 42を用いることにより、吸気弁リフト特性を変えて、吸気弁開閉のタイミングや開弁期間を変更することができるようになっている。

【0029】すなわち、吸気弁用のカムシャフト43には、後記第1のタイミングIVT11を与える低速型カム41と、後記第2のタイミングIVT12を与える高速型カム42とが配設されている。そして、各カム41, 42に対応するロッカーアーム44, 45とこれらの連結、分離を行なう連結部材(図示せず)等により、吸気弁駆動状態を低速型カム41による駆動状態と高速型カム42による駆動状態とに切換える切換機構が構成されている。この切換機構に対して作動油圧を供給する油圧回路には電磁弁46が設けられ、コントロールユニット30から制御信号によって電磁弁46が切換わることにより、上記切換機構が作動するようになっている。

【0030】このカムセレクト機構40による場合、上記両カム41, 42のカム形状の設定により、吸気弁開閉のタイミングを任意に大きく変更することができる。そこで、図5の例によると、低速型カム41による第1のタイミングIVT11では、吸気弁閉時期が下死点(BDC)付近以前の所定時期IC11となる早閉じ状態とされ、一方、高速型カム42による第2のタイミングIVT12では、第1のタイミングIVT12とは逆に遅閉じにより有効圧縮比が膨張比よりも小さくなるよう、閉時期IC12が下死点よりも大きく遅れた時期とされている。

【0031】以上のような過給機付エンジンによると、

エンジンの幾何学的圧縮比が8.5以上の高圧縮比とされて、熱効率が高められるとともに膨張比が稼がれ、このようにされた上で、設定回転数N_aより低速側の運転領域では、吸気弁が所定の早閉じとされることにより、有効圧縮比が小さくされ、圧縮上死点温度が引き下げられる。

【0032】すなわち、図6に示すように、圧縮上死点温度は、吸気弁閉時期が下死点BDCよりも少し後（一般的のエンジンの吸気弁閉時期）とされた場合に最も高くなり、この時期から吸気弁閉時期が遅れると、そのずれが早閉じ側、遅閉じ側のいずれであっても、膨張比に対して有効圧縮比が小さくなることにより圧縮上死点温度が低下し、ノッキングの抑制には有効となる。ただし、先にも述べたように、遅閉じの場合は下死点後において吸気の吹き戻しが生じるときに絞り損失が生じるのに対し、早閉じによると上記絞り損失が減少する点で有利となる。吸気弁早閉じによる圧縮上死点温度の引下げは、始動限界温度を下回らない範囲とする。その具体的な数値はエンジンによって種々異なるが、図6に示した例によると、BBDC（下死点前）95°程度で始動限界温度となるので、BDC～BBDC 95°の範囲に吸気弁閉時期を設定することが望ましい。

【0033】そして上記実施例によると、設定回転数N_aよりも低速側の運転領域において、上記早閉じとされることにより、とくにノッキングが生じ易い高負荷低速域で、圧縮上死点温度を引下げる作用が得られてノッキング限界が高められ、かつ、この早閉じの状態でも過給機による過給作用で充填量が高められ、これらの作用でトルクアップが可能となる。

【0034】さらに上記実施例では、設定回転数N_b以下の領域では上記コントロール弁20が閉じられることにより、スワールが生成され、このスワールによってもノッキングを抑制する作用が得られる。また、上記のような吸気弁の早閉じによると遅閉じと比べて絞り損失が減少し、かつ第1吸気ポート17が略ストレートな形状とされて流通抵抗が軽減されていることにより、第1吸気ポート17のみから吸気が供給される状態でも、圧縮上死点温度を引下げる作用および充填量の確保が達成される。

【0035】ところで、吸気弁が前記の第1のタイミングIVT1またはIVT11による早閉じのままで、エンジン回転数の上昇につれてエンジンの充填量が低下し、過給圧は図7中に線A、A'のように回転数上昇につれて高くなつて、高速域で過大となる。これは次のような理由による。すなわち、吸気弁の開弁角のうちにはリフト量が小さいことなどで実質的に吸入に寄与しない無効角α（図2中に示す）があり、この無効角αはエンジン回転数が高くなるにつれて大きくなるので、吸気弁閉時期が一定であれば、エンジン回転数の上昇につれて実質的な吸入終期が早められ、有効な開弁期間が短くな

る。従って、とくに上記早閉じの状態では、エンジン回転数の上昇につれ、実質的な吸入期間の短縮により充填量が減少するとともに、過給機からの空気の吐出に対してエンジンによる吸い込み量の減少分だけ、過給圧が上昇することとなる。

【0036】これに対し、上記実施例によると、設定回転数N_aを越えたときに、吸気弁が前記の第2のタイミングIVT2またはIVT12に変更されて、吸気弁閉時期が遅らされることにより、充填量が高められ、過給圧の上昇が抑制される。この場合、吸気弁閉時期が下死点付近やそれ以前であっても、低速時と比べて遅ければ、吸入時間が増大されることにより充填量が高められ、それにつれて過給圧が、設定回転数N_aで一定量だけ低くなる（図7中の線B）。また、前記の図5中の第2のタイミングIVT12のように下死点より大きく遅らされて吸気の吹き戻しが生じる程度の遅閉じの状態にされた場合は、エンジン回転数が高くなるほど、実質的な吸入終期が早くなるにつれて吹き戻しが減少することで充填量が増加し、過給圧の上昇が抑制される（図7中の線C）。

【0037】また、高速側ではコントロール弁20が開かれることにより、吸気流通面積が大きくなされ、高速域での吸気流通量が確保される。

【0038】なお、上記実施例ではボベット弁タイプの吸気弁22、23の閉時期を変更可能としているが、吸気弁に加えてその上流の吸気ポートに、ロータリバルブ等のタイミング弁を設け、これにより吸気ポートの閉時期を調節することにより、吸気ポートの閉時期を所定の早閉じとこれより遅い時期とに変更可能とする閉時期可変手段を構成することもできる。この場合も、低速側の運転領域で吸気ポートを早閉じとし、高速側で吸気ポートの閉時期を遅らせるように制御するとともに、少なくとも高負荷域における低速域で燃焼室内にスワールを生成させるスワール生成手段を設けることにより、低速域では早閉じによる圧縮上死点温度の抑制およびスワール生成等が良好に行なわれることとなる。

【0039】

【発明の効果】請求項1に記載の発明の過給機付エンジンは、ボベット弁タイプの吸気弁の閉時期が下死点以前の所定早閉じ時期とこれよりも遅い時期とに変更可能とされるとともに、少なくとも高負荷域において低速側の運転領域では吸気弁閉時期を上記早閉じ時期としているため、有効圧縮比を下げてノッキングを抑制することができるとともに、吸気弁を遅閉じとする場合と比べ、吹き戻し時の絞り損失がない等の利点がある。しかも、高速側の運転領域では吸気弁閉時期を遅らせるようになっているため、吸気弁早閉じとした場合に問題となる、回転数上昇に伴う無効角の増大による充填量の低下および過給圧過大上昇を防止することができる。

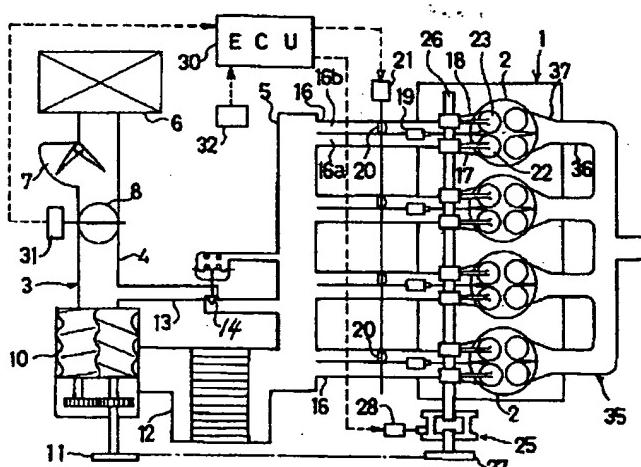
【0040】この発明において、エンジンの幾何学的圧

縮比が8.5以上となつてゐると(請求項2)、エンジンの熱効率が高められ、かつ膨張比が稼がれつつ、上記吸気弁早閉じにより有効圧縮比が適度に下げられ、上記効果が良好に発揮される。

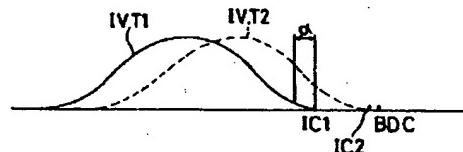
【0041】また、少なくとも高負荷域における低速域で燃焼室内にスワールを生成させるスワール生成手段を備え（請求項3）、例えばスワール生成用の第1吸気ポートと、第2吸気ポートと、少なくとも高負荷域における低速域でセカンダリ吸気ポートの吸気流通を遮断する吸気流通コントロール手段とで構成されたスワール生成手段を備えると（請求項4）、高負荷低速域で、吸気弁の早閉じに加えてスワールによってもノッキングが抑制され、上記効果が高められる。

【0042】また、請求項5に記載の発明の過給機付エンジンは、吸気ポートの閉時期が下死点以前の所定早閉じ時期とこれよりも遅い時期とに変更可能とされるとともに、少なくとも高負荷域において低速側の運転領域では上記所定早閉じ時期となり、高速側の運転領域では上記早閉じ時期よりも吸気弁閉時期が遅くなるように制御され、一方、少なくとも高負荷域における低速域で燃焼室内にスワールが生成されるようになっているため、少なくとも高負荷低速域で、吸気弁の早閉じとスワールなどでノッキングを抑制する作用が高められて、有効にトルクアップが図られ、また高速側では吸入期間が長くなることで充填量を確保することができる。

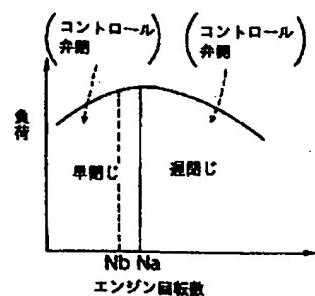
[图 1]



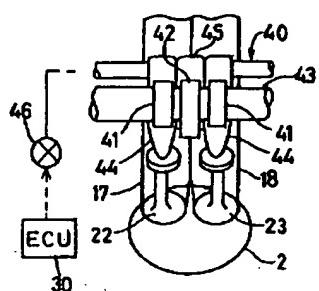
【圖 2】



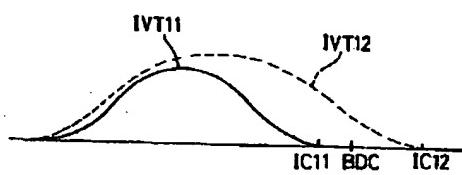
[図3]



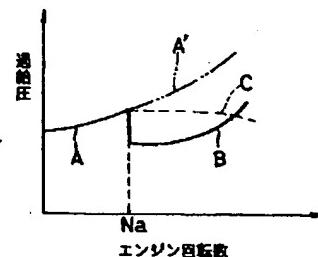
【図4】



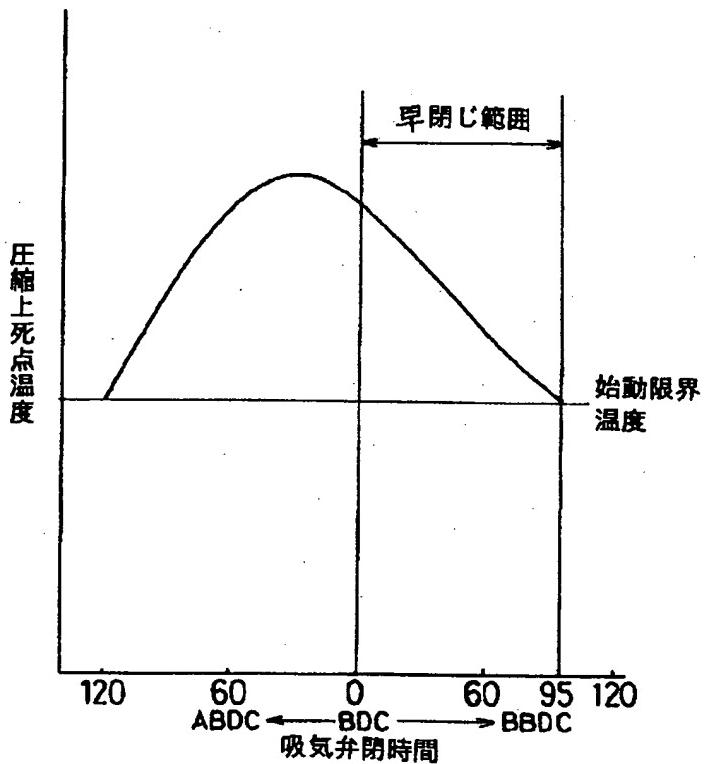
【図5】



【図7】



【図6】



(19) Japanese Patent Office (JP) (12) Unexamined Patent Gazette (A) (11) Unexamined Patent Application No:
H6-108860
(43) Date of Publication: Apr. 19, 1994

(51) (52)	Int. Cl. ⁵	Class. Symbols	Internal Office Registration Nos.:	F1	Technology indication location
F02B 29/08			F 7541-3G		
F01L 1/34			C 6965-3G		
13/00	301		V		
			Y		
F02B 31/02			J7541-3G		

Request for Examination: not requested yet Number of Invention: 5 (Total of 7 pages)

(21) Patent application H4-259778	(71) Applicant: 000003137
(22) Application date: September 29, 1992	Mazda Corp. 3-1 Shinchi, Fuchu-Cho, Aki County, Hiroshima Prefecture
	(72) Inventor: Takeshi Goto c/o Mazda Corp. 3-1 Shinchi, Fuchu-Cho, Aki County, Hiroshima Prefecture
	(72) Inventor: Hiromumi Sugimoto c/o Mazda Corp. 3-1 Shinchi, Fuchu-Cho, Aki County, Hiroshima Prefecture
	(74) Agent: Etsushi Kotani, a patent attorney, and three others

(53) Title of Invention: Engine provided with a supercharger

(57) Abstract

[Objective]

To improve increasing torque while controlling knockdown through the rapid closure of the intake valve in the high-load low speed domain and to prevent a drop of the filling amount and an excessive rise in the supercharge pressure on the high-speed side driving domain in an engine provided with a supercharger.

[Constitution]

A timing variable mechanism 25 to enable changing the closing time of poppet valve type intake valves 22, 23 between a pre-determined rapid closing time before bottom dead center and slower time. Moreover, timing variable mechanism 25 is controlled so that the timing of the intake valve closure is the rapid closure time in the low speed side driving domain, while the timing of intake valve closure is slower in the high speed side driving domain in the high-load domain.

[Scope of Claims]

[Claim 1]

An engine provided with a supercharger, of a type of an engine comprising a poppet type intake valve, a closing time variation means enabling the closing time of the intake valve and supercharger for supercharging intake air to be set to change the closing time of intake valve between a pre-determined rapid closing time before bottom dead center and a slower time than the pre-determined time, comprising a control means for controlling the closing time variation means, wherein the control means controls the closing time variation to set the intake valve closing time to be the rapid closing time in the low-speed side driving domain and sets the intake valve closing time to be slower than the low-speed side closing time in the high-speed driving domain at least during the high-load domain.

[Claim 2]

The engine provided with the supercharger of Claim 1 wherein the geometric compression rate of the engine is no less than 8.5.

[Claim 3]

The engine provided with the supercharger of Claim 1 or 2 further comprising a swirl generation means for generating swirl inside the combustion chamber in the low-speed domain during at least the high-load domain.

[Claim 4]

The engine provided with the supercharger of Claim 3 wherein the swirl generation means comprises a first intake port and a second intake port for swirl generation, and an intake flow control means for shielding the intake flow of the second intake port in the low-speed domain at least during the high-load domain.

[Claim 5]

An engine provided with a supercharger, of a type of an engine comprising, a closing time variation means enabling a closing time of the intake valve and supercharger for supercharging intake air, set in such a manner that it may change closing time of intake valve between pre-determined rapid closing time before bottom dead center and a slower time than a pre-determined time, comprising a control means for controlling the closing time variation means, wherein the control means controls the closing time variation means to set the intake valve closing time to be the rapid closing time in the low-speed side driving domain and sets the intake valve closing time to be slower than the low-speed side closing time in the high-speed driving domain at least during the high-load domain, and a swirl generation means for generating swirl inside the combustion chamber in the low-speed domain during at least the high-load domain.

[Detailed Description of Invention]

[0001]

[Field of Application]

The present invention relates to an engine comprising a means for changing the closing time of the intake valve and a supercharger.

[0002]

[Prior Art]

Heretofore, an engine has been publicly known which is provided with a supercharger wherein intake air is supercharged by a mechanical or exhaust turbo type supercharge to increase the filling amount of intake air and to raise engine torque.

[0003]

Moreover, heretofore a method has been known in which compression work is reduced by substantially shifting the closing time of the intake valve from bottom dead center to achieve an effective compression ratio smaller than the expansion ratio (in the so-called Miller-cycle method), but in recent years, such a method is incorporated in an engine provided with a supercharger and an inter cooler aiming to increase torque while controlling knocking. The engine disclosed in Japan Laid Open Patent Publication S63-239312, supercharger and inter cooler are provided in an intake passage, and at the same time, the geometric compression ratio of the engine is made to be a high compression ratio higher than 8.5 and the closing time of the intake valve is made to be substantially slower than bottom dead center. In such an engine, the compression top dead center temperature is decreased and knocking is controlled by making the effective compression ratio to be small while maintaining the expansion ratio. Moreover, the filling amount is increased through supercharging in this state, enabling effectively increasing torque.

[0004]

[Problems Overcome by the Invention]

In the engine described above, the effective compression ratio is made small to lower the compression top dead center temperature by substantially slowing the intake valve closing time to a level in which intake air is blown back. However, such function may be obtained through rapid closing wherein the intake valve closing time is made to be relatively faster than the bottom dead center. In other words, in the case of the slow closing time described above, the time in which intake air blow back occurs after bottom dead center is the period of a decreasing effective compression ratio, but in the case of rapid closing time, the period from

closure of the intake valve to the bottom dead center is the time for decreasing the effective compression ratio, achieving a lower compression top dead center temperature.

[0005]

Moreover, in the case of the slow closing time described above, narrow loss occurs during blow back, causing a slight temperature rise. Furthermore, if the intake system is structured so that swirl is generated through partial shielding of the intake port during the low-speed time, the above narrowing loss increases rapidly. Efforts to avoid this increase result in problems such as difficulty in swirl generation. On the other hand, in the case of rapid closing time, no blow back described above occurs, which contributes to the reduction of narrowing loss and swirl generation.

[0006]

However, if the intake valve closing time is maintained at a pre-determined rapid closing time, the effective intake final period becomes even earlier as the engine rpm rises, as explained later, causing problems such as the lowering of the filling amount and an excessive rise of supercharge pressure.

[0007]

There are some engines in which the closing time of the intake port is made earlier by enabling change of intake valve closing time through a rotary valve provided upstream of the intake valve during low-load period as described in Japan Laid Open Patent Publication S62-63129, for example, but this is strictly for pumping loss reduction during the low-load time and is not used as a knocking countermeasure during the high-load time.

[0008]

Considering the described background, it is an objective of the present invention to provide an engine provided with a supercharger that effectively displays knocking control and other functions through rapid closure of the intake valve, and at the

same time to prevent a decrease in the filling amount and an increase in the supercharge pressure on the high speed side driving domain in an engine provided with supercharger.

[0009]

[Problem Resolution Means]

In order to overcome above problems, the first invention is an engine provided with a supercharger, of a type of an engine comprising poppet type intake valve, a closing time variation means enabling closing time of the intake valve and supercharger for supercharging intake air, wherein the closing time variation means is set so that it may change the closing time of the intake valve between a pre-determined rapid closing time before bottom dead center and a slower time than the pre-determined time, comprising a control means for controlling the closing time variation means, wherein the control means controls the closing time variation means in such a manner that it sets the intake valve closing time to be the rapid closing time on the low-speed side driving domain and sets the intake valve closing time to be slower than the low-speed side closing time on the high-speed driving domain at least during the high-load domain.

[0010]

The second invention is an engine provided with the supercharger of the first invention wherein the geometric compression rate of the engine is no less than 8.5.

[0011]

The third invention is an engine provided with the supercharger of the first or the second invention further comprising a swirl generation means for generating swirl inside the combustion chamber in the low-speed domain during at least the high-load domain.

[0012]

The fourth invention is the engine provided with the supercharger of invention 3 wherein the swirl generation means comprises a first intake port and a second intake port for swirl generation, and an intake flow control means for shielding the intake flow of the second intake port in the low-speed domain at least during the high-load domain.

[0013]

The fifth engine is an engine provided with a supercharger, of a type of an engine comprising, a closing time variation means enabling closing time of the intake valve and supercharger for supercharging intake air, wherein the closing time variation means is set in such a manner that it may change the closing time of intake valve between a pre-determined rapid closing time before bottom dead center and a slower time than the pre-determined time, comprising a control means for controlling the closing time variation means, wherein the control means controls the closing time variation means in such a manner that it sets the intake valve closing time to be the rapid closing time on the low-speed side driving domain and sets the intake valve closing time slower than the low-speed side closing time in high-speed driving domain at least during the high-load domain, and a swirl generation means for generating swirl inside combustion chamber in the low-speed domain during at least the high-load domain.

[0014]

[Operation]

In the engine of the first invention, the effective compression ratio is lowered through rapid closing of the intake valve, enabling the function of controlling knocking during at least the high-load, low-speed domain. In this case, narrowing loss during blow back of intake air is reduced compared to the slow closing of the intake valve. Moreover, contrary to the rapid closing time where the tendency to decrease filling amount and sharply increase supercharge pressure due to expansion of ineffective angle with a rise in rpm occurs, this tendency is corrected in the high-speed side driving domain because of the further delay in the closing time of the intake valve.

[0015]

In the second invention, the heat efficiency ratio is improved because the geometric compression ratio is made to be the high pressure compression ratio, and aforementioned function is achieved while the expansion ratio is sustained.

[0016]

In the third and the fourth inventions, knocking control function is improved through swirl.

[0017]

In the fifth invention, knocking control function is improved thanks to rapid closure of the intake valve and generation of swirl during at the least high-load, low-speed domain, and the filling amount is maintained due to the expansion of the suction period on the high-speed side.

[0018]

[Embodiment]

An embodiment of the present invention is described hereafter with reference to the drawings. Fig. 1 is an engine provided with a supercharger in an embodiment of the present invention. The main body of the engine with a plurality of cylinders 2 is denoted by 1. The geometric compression ratio of the engine 1 is a high pressure compression ratio of no less than 8.5. Moreover, intake air passage 3, comprising common intake air passage 4 in upstream side and intake manifold 5 in downstream side, supplies intake air to the main body of the engine 1.

[0019]

In the common intake air passage 4 are provided an air cleaner 6, an air flow meter 7 for detecting amount of intake, and a throttle valve 8 that operates corresponding to amount of push of the unrepresented axel pedal. Moreover, supercharger 10 is installed downstream of the throttle valve 8. The supercharger 10 in the figure is

a mechanical supercharger driven by engine output shaft through belt and other transmission mechanism 11. Furthermore, an inter cooler 12 is installed downstream of supercharger 10. In addition, bypass passage 13 which bypasses supercharger 10 and bypass control valve 14 that opens the passage 13 during low-load time are provided.

[0020]

The intake manifold 5 has an independent intake passage 16 for each cylinder, and the intake port in downstream edge of each independent intake passage 16 opens to the combustion chamber of each cylinder 2. In the present embodiment, each independent intake passage 16 is divided into a first passage 16a and a second passage 16b by means of a dividing wall with both the first and the second intake ports 17, 18 downstream of these passages open to the combustion chambers. Injector 19 for fuel injection supply is installed in each independent intake passage 16 in the vicinity of intake port.

[0021]

The first intake port opens in the direction offset from the center of the bore to enable the generation of swirl inside the combustion chamber, and is formed virtually straight without bending in order to reduce intake flow resistance. Moreover, the second intake port 18 is arranged parallel to the first intake port 17 and opens to the combustion chamber. Furthermore, control valve 20 is provided as an intake flow control means in the second passage 16b, and is driven by an actuator 21 to open and close the second intake passage 16b, enabling a change between the intake shielding state and the intake supply state for the second intake port 18. Hence, when the control valve 20 is closed, intake is supplied to the combustion chamber only from the first intake port, which generates swirl in the combustion chamber, and if the control valve 20 is open, intake is supplied to the combustion chamber by both intake ports 17, 18, which either eliminates or weakens the swirl.

[0022]

Poppet type intake valves 22, 23 are installed in both the intake ports 17, 18. Intake valves 22, 23 are driven by a valve driving apparatus in which a closing time variation means enabling change of intake valve closing time is installed. In the present embodiment, the closing time variation means is made of a valve timing variable mechanism 25 that changes the opening and closing phase of the intake valve. A plurality of concrete structures of valve timing variable mechanism 25 is known and the present invention does not limit the structure. However, in an example of the present invention, phase alteration member 28 is provided between cam shaft 26 in which an intake valve driving cam is arranged and cam pulley 27 interlocked with the engine output shaft, with phase alteration member 28 connecting cam shaft 26 and cam pulley 27 by means of helical gears and the like. The phase of cam shaft 26 relative to cam pulley 27 is made to vary by driving member 28 in response to the control signals.

[0023]

A control unit (ECU), which constitutes a control means, comprising a micro computer and others is denoted by 30. To control unit 30, signals from throttle opening level sensor 31 that detect degree of opening of throttle valve 8, signals from rpm sensor 32 that detect engine rpm and other signals are input. Moreover, control unit 30 outputs control signals to phase alteration member 28 of valve timing variable mechanism 25 as well as actuator 21 of the control valve 20 in order to control the intake valve closing time and intake air flow condition based on the control map (Fig. 3), described later, in response to driving conditions detected by the throttle opening level sensor 31, rpm sensor 32 and others.

[0024]

Here, 35 denotes an exhaust manifold that comprises an independent exhaust passage 36 for each cylinder. The exhaust port 37 at the upstream edge opens to the combustion chamber and is made to open or close by the exhaust valve (unrepresented).

[0025]

Fig. 22 describes valve timing of intake valves 22, 23 which is changed by the valve timing variable mechanism 25. The variable range for the valve timing variable mechanism 25 is pre-determined in such a manner that valve timing of the intake valve may change between the first timing IVT1 represented by the real line in the figure and the second timing IVT2 represented by the broken line. When the first timing IVT1 is selected, the timing of the intake valve closure is a pre-determined time IC1 which is earlier than vicinity of the bottom dead center (BDC) and a rapid closure state with substantially smaller effective compression ratio than expansion ratio is achieved. More specifically, the closure timing IC1 is set within the range of BBDC 95° to nearly BDC, as described later. Moreover, if the second timing IVT2 is selected, the timing of the intake valve closure becomes IC2 which is slower than the closure timing IC1 for the first timing IVT1. The timing of the intake valve closure IC2 for the second timing IVT2 may be before or after bottom dead center as long as it is earlier than the closure timing IC1 for first timing IVT1.

[0026]

Fig. 3 represents a control map for the valve timing control and the intake air flow state control by control unit 30. Figure 3 describes that the rapid closure state (said first timing IVT1) is selected in the low-speed driving domain and that the state (said second timing IVT2) in which closure timing is slower than the rapid closure timing is selected in the high-speed driving domain with fixed rpm Na for the valve timing alteration dividing the two domains. Meanwhile, the intake air flow state control causes closure of control valve 20 in the low-speed driving domain and opening of control valve 20 in the high-speed driving domain with fixed rpm Nb for the intake air flow state alteration dividing the two domains.

[0027]

Here, the overlapping state may be adjusted by enabling changing the valve timing of the exhaust valve, in addition to controlling the timing of the intake valve described above, to change the valve timing of the exhaust valve based on the change of the valve timing of the intake valve.

[0028]

Moreover, the closure timing variation means that enables changing the intake valve closure timing may be made of a cam selection mechanism 40 shown in Fig. 4. This cam select mechanism 40 enables changing the timing of the opening, closing and opening period of the intake vale through use of cams 41, 42 with two different types of cam profiles to change the intake valve lift properties.

[0029]

In other words, in cam shaft 43 for intake, a low-speed type cam that gives first timing IVT1, to be explained later, and high-speed type cam 42 that gives second timing IVT12, to be explained later, are arranged. Moreover, a switching mechanism for switching the intake valve driving state between a driving state enabled by low-speed type cam 41 and a driving state enabled by high-speed type cam 42 is made of locker arms 44, 45 corresponding respectively to cam 41 and cam 42 and connection members (unrepresented) and the like that execute connection and separation of these. In the hydraulic circuit that supplies operation oil pressure to the switching mechanism electromagnetic valve 46 is installed, and the switching mechanism is made to operate by switching the electromagnetic valve 46 by control signals from control unit 30.

[0030]

If the cam select mechanism 40 is adopted, the timing of closing and opening of the intake valve may be arbitrarily enlarged by selecting the cam shape of aforementioned cams 41, 42. The example described in Fig. 5 sets first timing IVT11 enabled by low -speed cam 41 to be a rapid closure state in which the intake valve closing time is the pre-determined period IC11 earlier than the vicinity of the bottom dead center (BDC). Meanwhile, in second timing IVT12 enabled by high-speed cam 42, closure timing IC12 is made to be substantially slower to make the effective compression ratio smaller than expansion ratio through slow closure, which is the reverse situation of the first timing IVT 11.

[0031]

In the case of an engine provided with a supercharger having the structure described above, the geometric compression ratio becomes the high compression

ratio of 8.5 or higher enabling improved heat efficiency as well as maintenance of the expansion ratio. In addition, in the low-speed driving domain lower than a fixed rpm N_a , the effective compression ratio is made smaller due to pre-determined rapid closure of the intake valve, resulting in a lower compression top dead center temperature.

[0032]

In other words, the compression top dead center temperature becomes the highest when the timing of closure of the intake valve occurs slightly after the bottom dead center BDC (timing of closure of general engine), as described in Fig. 6. Moreover, if the timing of closure of the intake valve shifts from the timing, regardless of whether shift is towards rapid closure side or slow closure side, the effective compression ratio becomes smaller than the expansion ratio, the compression top dead center temperature drops, which is effective for knocking control. However, as explained before, the rapid closure is more advantageous than the slow closure in the sense that narrowing loss is reduced in the case of the rapid closure, whereas narrowing loss occurs due to generation of intake air blow back after the bottom dead center in the case of the slow closure. The amount of temperature drop of the compression top dead center due to rapid intake valve closure should not be below the start-up limit temperature. The actual figure depends on the type of engine, but, in the case of the example in Fig. 6, start-up limit temperature is reached with a BBDC (before bottom dead center) of about 95°, hence, the timing of the intake valve closure is preferably set close to 95°.

[0033]

In the present embodiment, setting the rapid closure above in the lower driving domain than the fixed rpm N_a , in particular, in the high-load, low-speed domain where knocking is easy to occur, a function of lowering the compression top dead center is obtained, which raises the knocking limit. Moreover, even in the rapid closure state, the filling amount expands due to the supercharging function of the supercharger, enabling an increase in torque.

[0034]

Furthermore, in the present embodiment, aforementioned control valve 20 is closed in the domain below fixed rpm Nb, generating swirl. A function of knocking control may be obtained from the swirl. Moreover, the rapid closure of the intake valve described above reduces narrowing loss more than the slow closure, in addition, near straight shape of first intake port 17 reduces the flow resistance, which functions to lower the compression top dead center temperature and maintenance of a filling amount even in the state where intake air is supplied only from first intake port 17.

[0035]

If the rapid closure state selected by the first timing IVT1 or IVT11 is unchanged, the filling amount of the engine drops with rise of engine rpm, and supercharge pressure increases with the rpm, which is described by line A-A' in Fig. 6, resulting in excessively large pressure in the high-speed domain. This is caused by the fact that the valve opening angle of the intake valve contains an ineffective angle α (represented in Fig. 2) which in reality does not contribute to intake due to reasons such as small lift amount. The ineffective angle α expands with engine rotation, and hence the effective intake end time becomes faster with the engine rpm, provided the intake valve closure time remains constant, causing a shorter effective valve opening time. For this reason, in aforementioned rapid closure state, filling amount decreases due to shorter effective intake period with rise in engine rpm, which causes a rise in supercharge pressure by the amount equivalent to a drop in the intake amount by the engine relative to the air outflow of the supercharger.

[0036]

Meanwhile in the present embodiment, when the engine rotation exceeds a fixed rpm Na, the intake valve is changed to the second timing IVT2 or IVT12, which causes slower intake valve closure timing. This causes a higher filling amount and the rise in the supercharge pressure is controlled. In this case, even if the timing of the intake valve closure is in the vicinity or before the bottom dead center, the intake time is increased and the filling amount is expanded as long as the timing is slower than that in the lower-speed state, which causes drop in supercharge pressure by constant amount (line B in Fig. 7) at the fixed rpm Na.

Moreover, in the state where second closure timing is set substantially slower to cause intake blow-back, as described in Fig. 5, the effective intake end time becomes faster with the engine rpm, which reduces the blow-back while increasing the filling amount. Thus rise in supercharge pressure is controlled (line C in Fig. 7).

[0037]

Moreover, in the high-speed side, control valve 20 is opened, which increases intake air flow area and intake air flow amount is secured in the high-speed domain.

[0038]

Here, in the present embodiment, poppet valve type intake valves 22, 23 are made to be able to change the closure timing, but the closure timing variable means may be structured in such a manner that timing valves such as rotary valve may be installed upstream of the intake port in addition to the intake valve by which closure timing of the intake port is adjusted, enabling change of the intake port closure time between a pre-determined rapid closure and timing slower than that. In this case as well, the intake port is controlled to assume rapid closure in the low-speed side driving domain, and slower closure timing in the high-speed side. Moreover, by installing a swirl generation means that generates swirl in the combustion chamber during slow-speed range of at least the high-load domain, control of compression top dead center temperature, swirl generation and others through rapid closure are executed smoothly in the low-speed range.

[0039]

[Efficacy]

The engine with a supercharger in the invention stated in Claim 1 enables change of closure timing of a poppet type intake valve between pre-determined rapid closure timing before the bottom dead center and the timing slower than this, in addition, the timing of closure of the intake valve is set to be the rapid closure timing in low-speed side driving during at least the high-load domain, hence knocking is controlled by lowering the effective compression ratio. Moreover,

merits such as suffering no narrowing loss during blow back are achieved unlike the case wherein the intake valve is set to be slow closure. Furthermore, the timing of closure of the intake valve is set to be slow closure during high-speed driving domain, enabling prevention of decreasing filling amount caused by expansion of ineffective angle with rise n rpm and excessive rise of supercharge pressure, which is a problem occurs when the intake valve is set rapid closure.

[0040]

If the geometric compression ratio is 8.5 or higher in the present invention (Claim 2), heat efficiency of the engine is improves and effective compression ratio is appropriately lowered through rapid closure of the intake valve while expansion ratio is sustained, and the excellent effect described above is magnified.

[0041]

Moreover, a swirl generation means for generating swirl inside the combustion chamber at low-speed domain during at least high-load range (Claim 3) is provided. In fact, if the swirl generation means comprises first intake port, second intake port and a intake air flow control means for shielding intake air flow of the secondary intake port at the low-speed domain during at least high-load range, knocking is controlled by swirl as well as rapid closure of the intake valve at high-load, low speed domain, resulting in improvement of the effect.

[0042]

Moreover, the engine provided with a supercharger of the invention described in Claim 5 enables change of timing of closure of the intake port between pre-determined rapid closure before the bottom dead center and the timing slower than that. Hence, the closure timing is set to be the pre-determined rapid closure timing at low-speed driving domain and the timing of closure of the intake valve is controlled to be slower than the rapid closure timing in the high-speed driving domain during at least high-load range, hence, the function of knocking control through rapid closure of the intake valve and swirl is improved during at least high-load, low speed driving domain, which results in effective increasing torque

and securing of filling amount through expansion of intake period during high-speed domain.

[Brief Description of Drawing]

Fig. 1 is a schematic diagram describing entire structure of engine provided with turbo supercharger in an embodiment of the present invention

Fig. 2 is an illustration describing a valve timing of a intake valve

Fig. 3 is a drawing representing a control map for valve timing control and intake air flow state control

Fig. 4 is a drawing representing enlarged main section of closure timing variation means in another embodiment

Fig. 5 is an illustration describing an example of a valve timing of an intake valve to be changed by the means of Fig. 4

Fig. 6 is a drawing representing relationship between timing of closure of the intake valve and the compression top dead center temperature

Fig. 7 is a drawing representing relationship between rpm of an engine and supercharge pressure.

[Explanation of Symbols]

1. Main body of an engine
10. Supercharger
17. First intake port
18. Second intake port
20. Control valve
- 22, 23 Intake valve
25. Valve timing variation means (Closure timing variation means)
30. Control cam unit (control means)
40. Cam selection mechanism

{Fig. 1}

[Fig. 2]

(Control valve closed) (Control valve open)

Load

Rapid closure Slow closure

Engine rpm

[Fig. 4]

[Fig. 5]

{Fig. 7}

Supercharger pressure

Engine revolution number

[Fig. 6]

Rapid closure range

Compression top dead center temperature
temperature

Start-up limit

Intake valve closure period